

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Úpadní zakládací pásový dopravník

Sewage loading belt conveyor

Student: Bc. Filip Vaněk

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Filip Vaněk**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**
Téma: **Úpadní zakládací pásový dopravník
Sewage Loading Belt Conveyor**
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Konstruktivně navrhnete a zpracujete technologické, kapacitní výpočty a výpočet výkonu a tahových sil zakládacího pásového dopravníku k nakládce koksu na nákladní automobily.
Dopravník je úpadní s převýšením $H = -5$ m s poháněcí stanicí instalovanou na začátku dopravní trasy.
Vratná stanice musí umožnit pokles v závislosti na poloze nakládaného automobilu.
Délka zakládacího pásového dopravníku: $L = 68$ m,
dopravované množství: $Q = 150$ t/h.

Vypracujte:

- přehled možných realizací plnění korby nákladního automobilu dopravními prostředky a manipulačními zařízeními,
- nezbytné kapacitní a technologické výpočty,
- výpočet výkonu a tahových sil pásového dopravníku dle platných norem,
- sestavný výkres pásového dopravníku s dispozicí jeho umístění,
- sestavný výkres poháněcí stanice pásového dopravníku,
- sestavný výkres vratné, napínací stanice pásového dopravníku.

Seznam doporučené odborné literatury:

Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB, 2003. 109 str. ISBN 80-248-0493-X.
Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB, 2001. 104 str. ISBN 80-248-0043-8.
Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem. SNTL Praha, 1979.
Dražan, F., Kupka, L. a kol.: Transportní zařízení. SNTL Praha, 1966.
Cvekl, Z., Dražan, F. a kol.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL/ALFA 1976.
Jeřábek, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci. Praha 1989.
Jasaň, V.: Teória a stavba dopravníkov. ALFA Bratislava, 1984.
Jasaň, V.: Teória dopravných a manipulačných zariadení. ALFA Bratislava, 1983.
Normy třídy 26 "ZAŘÍZENÍ DOPRAVNÍ A PRO MANIPULACI S MATERIÁLEM", legislativní předpisy z oblasti plynule pracujících zařízení, firemní literatura.
ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Srpen 1997, 36 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

Aleš L

prof. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



Ivo Hlavatý

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020



.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.



.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Filip Vaněk

Adresa trvalého pobytu autora práce: Na Příčnici 873/11, Vratimov 739 32

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VANĚK, Filip. *Úpadní zakládací pásový dopravník*. Ostrava, 2020. Diplomová práce. VŠB-Technická univerzita v Ostravě. Vedoucí práce: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Tato diplomová práce se zaměřuje na výpočet a návrh úpadního zakládacího pásového dopravníku. V první části práce se nachází řešení popisující možné realizace plnění korby nákladního automobilu dopravními prostředky a manipulačními zařízeními. Dále pak následuje volba a výpočet základních parametrů dopravníku. V další části je proveden výpočet graficko-početní metodou k určení tahů v dopravním páse ve dvou polohách spodního ramena dopravníku. Pro polohu s většími pohybovými odpory je v závěrečné části práce proveden přesnější výpočet dle ČSN ISO 5048, navrhnout pohon a provedeny pevnostní výpočty.

ANOTATION OF THESIS

VANĚK, Filip. *Sewage loading belt conveyor*. Ostrava, 2020. Thesis. VŠB – Technical university Ostrava. Supervisor: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

This thesis focuses on the calculation and design of a sewage loading belt conveyor. In the first part of the thesis there is a research describing the possible implementation of truck loading by means of transport and handling equipment. Then a calculation of the basic parameters of the conveyor follows. In the next part is performed calculation by graphical-numerical method to determine the tension in the conveyor. For the position with the higher movement resistances, in the final part of the thesis a more precise calculation according to ČSN ISO 5048 is made, the drive is designed and strength calculations are performed.

Obsah

Seznam použitých značek	10
Úvod.....	14
1 Zakládání materiálů na korby automobilů	15
1.1 Dopravované množství materiálu.....	16
1.2 Skupenství přepravovaných materiálů	16
1.3 Dopravní prostředky a manipulační zařízení vhodné k plnění korby automobilů	17
1.3.1 Nakladače	17
1.3.2 Skluzy.....	18
1.3.3 Pásové dopravníky	19
1.3.4 Člákové dopravníky	20
1.3.5 Šnekové dopravníky	21
1.3.6 Pneumatická doprava	22
1.3.7 Jeřáby	23
2 Volba a výpočet základních parametrů pásového dopravníku	25
2.1 Zadané hodnoty.....	25
2.2 Vlastnosti přepravovaného materiálu.....	25
2.3 Volba rychlosti pásu.....	25
2.4 Volba dopravního pásu	25
2.5 Volba válečků a válečkových stolic	26
2.5.1 Volba horních válečkových stolic	26
2.5.2 Volba horních válečků	27
2.5.3 Volba spodních válečků	28
2.6 Čistič dopravního pásu.....	28
2.7 Požadovaný průřez	29
2.8 Výpočet náplně pásu	29
2.9 Kontrola pásu na potřebný průřez	30
2.10 Měrná hmotnost dopravovaného materiálu.....	30
2.11 Hmotnost rotujících částí válečků v horní části dopravníku	30
2.12 Hmotnost rotujících částí válečků v dolní části dopravníku	31
2.13 Objemový dopravní výkon (7)	31
3 Výpočet dopravníku graficko-početní metodou s ramenem v dolní poloze.....	32
3.1 Tahy v páse	32

3.2	Výpočet výkonu pohonu	33
3.3	Výpočet odbíhající síly	33
3.4	Minimální tah v horní větvi.....	34
3.5	Minimální tah v dolní větvi.....	34
3.6	Volba odbíhající síly	35
3.7	Dopočet tahů v páse	35
3.8	Kontrola pásu na přetržení	35
3.9	Výpočet napínací síly	36
4	Výpočet dopravníku graficko-početní metodou s ramenem v horní poloze	37
4.1	Tahy v páse	37
4.2	Výpočet výkonu pohonu	38
4.3	Výpočet odbíhající síly	38
4.4	Minimální tah v horní větvi.....	39
4.5	Minimální tah v dolní větvi.....	39
4.6	Volba odbíhající síly	40
4.7	Dopočet tahů v páse	40
4.8	Kontrola pásu na přetržení	40
4.9	Výpočet napínací síly	41
5	Výpočet dle ČSN ISO 5048	42
5.1	Obvodová síla na poháněcím bubnu	42
5.1.1	Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku	42
5.1.2	Síla potřebná k překonání dopravní výšky	43
5.1.3	Vedlejší odpory dopravníku	43
5.1.4	Odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování	43
5.1.5	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování 44	
5.1.6	Odpor ohybu pásu na bubnech	44
5.1.7	Odpor v ložiscích bubnu	45
5.1.8	Přídavné hlavní odpory	46
5.1.9	Přídavné vedlejší odpory	46
5.1.10	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	46
5.1.11	Odpor čističe pásu	46
5.2	Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu.....	47
5.3	Potřebný provozní výkon poháněcí stanice.....	47
5.4	Největší tahová síla v páse	47
5.5	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	48

5.6	Omezení podle průvěsu pásu v horní a dolní větvi	48
5.7	Návrh napínání a velikost potřebné napínací síly	48
5.8	Volba pohonu	49
6	Pevnostní výpočet pláště a hřídele hnacího bubnu.....	51
6.1	Celková síla působící na bubnu	51
6.2	Pevnostní výpočet pláště bubnu	51
6.2.1	Výpočet zatížení pláště.....	52
6.2.2	Výpočet silových reakcí	52
6.2.3	Maximální ohybové napětí na bubnu	53
6.2.4	Výpočet maximálního ohybového momentu.....	53
6.2.5	Modul průřezu v ohybu v bodě C.....	53
6.2.6	Výpočet bezpečnosti	54
6.3	Pevnostní kontrola hřídele hnacího bubnu	54
6.3.1	Výpočet silových reakcí hřídele.....	55
6.3.2	Maximální ohybové napětí na hřídeli.....	55
6.3.3	Výpočet maximálního ohybového momentu.....	56
6.3.4	Modul průřezu v ohybu v bodě G	56
6.3.5	Výpočet bezpečnosti	56
	Závěr	57
	Citace.....	58
	Přílohy	60

Seznam použitých značek

Označení	Název	Jednotka
A	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu	m ²
B	Šířka pásu	m
b ₁	Ložná šířka pásu	m
d	Tloušťka pásu	m
d ₀₁	Průměr hřídele bubnu prvního typu	m
d ₀₂	Průměr hřídele bubnu druhého typu	m
d ₀₃	Průměr hřídele bubnu třetího typu	m
D ₁	Průměr bubnu prvního typu	m
D ₂	Průměr bubnu druhého typu	m
D ₃	Průměr bubnu třetího typu	m
D _{v3}	Vnitřní průměr bubnu třetího typu	m
F	Síla potřebná na poháněcím bubnu	N
f	Měrný pohybový odpor dopravníku	-
F ₁	Tah v pásu ve větvi nabíhající na buben	N
F _{2min}	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	N
F _{A1}	Reakční síla v plášti v bodě A	N
F _{A2}	Působení pláště na hřídel v bodě A	N
F _B	Odpor ohybu pásu na bubnech	N
F _{B1}	Reakční síla v plášti v bodě B	N
F _{B2}	Působení pláště na hřídel v bodě B	N
F _{ba}	Odpor setrvačných sil v místě nakládky a oblasti urychlování	N
F _c	Celková síla působící na buben třetího typu	N
F _č	Odpor čističe dopravního pásu	N
F _{D2}	Působení ložiska na hřídel v bodě D	N
F _{E2}	Působení ložiska na hřídel v bodě E	N
F _f	Odpor tření mezi dopr. hmotou a bočním vedením v místě urychlení	N
F _{gL}	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	N
F _H	Síla potřebná pro překonání pohybových odporů	N
F _{I1}	Odpor ohybu pásu na bubnech prvního typu	N
F _{I2}	Odpor ohybu pásu na bubnech druhého typu	N
F _{I3}	Odpor ohybu pásu na bubnech třetího typu	N
F _{max}	Největší tah v páse	N
F _N	Vedlejší odpory	N
F _{NA}	Nabíhající síla	N
F _o	Odbíhající síla	N

F_{P1}	Průměrný tah v pásu na bubnu prvního typu	N
F_{P2}	Průměrný tah v pásu na bubnu druhého typu	N
F_{P3}	Průměrný tah v pásu na bubnu třetího typu	N
F_r	Odpor čističe pásu	N
F_{S1}	Přídavné hlavní odpory	N
F_{S2}	Přídavné vedlejší odpory	N
F_{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	N
f_t	Pevnost pásu v tahu	N/mm
F_{t1}	Odpor v ložiscích bubnu prvního typu	N
F_{T1}	Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu prvního typu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	N
F_{t2}	Odpor v ložiscích bubnu druhého typu	N
F_{T2}	Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu druhého typu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	N
F_{t3}	Odpor v ložiscích bubnu třetího typu	N
F_{T3}	Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu třetího typu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	N
F_U	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	N
F_{Umax}	Maximální obvodová síla na bubnu	N
F_z	Napínací síla	N
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
H	Dopravní výška	m
h_1	Převýšení v prvním klesání dopravní trasy	m
h_2	Převýšení v druhém klesání dopravní trasy	m
I_v	Objemový dopravní výkon	$m^3 \cdot s^{-1}$
i_p	Převodový poměr převodovky	-
k_B	Bezpečnost dopravního pásu	-
k_C	Bezpečnost v bodě C	-
k_G	Bezpečnost v bodě G	-
k_s	Statická bezpečnost proti prokluzu dopravního pásu	-
k_φ	Součinitel plnění pásu	-
L	Délka dopravníku	m
l	Délka bočního vedení	m
L_1	Délka dopravníku v 1. úseku	m
L_2	Délka dopravníku v 2. úseku	m
L_3	Délka dopravníku v 3. úseku	m
L_4	Délka dopravníku v 4. úseku	m
L_5	Délka dopravníku v 5. úseku	m
L_6	Délka dopravníku v 6. úseku	m
l_b	Urychlovací délka	m
L_b	Délka pláště bubnu třetího typu	m

L_l	Vzdálenost čela bubnu od ložiska	m
L_p	Rozteč čel bubnu třetího typu	m
l_s	Délka středního válečku	m
M	Momenty	Nm
M_M	Moment elektromotoru	Nm
M_{SM}	Statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru	Nm
M_{0A}	Moment síly v bodě A	Nm
M_{0D}	Moment sil v bodě D	Nm
M_{omaxC}	Maximální moment sil v bodě C	Nm
M_{omaxG}	Maximální moment sil v bodě G	Nm
m_{vhr}	Hmotnost rotujících částí 1 válečku v horní větvi	kg
m_{vsr}	Hmotnost rotujících částí 1 válečku v dolní větvi	kg
m_z	Hmotnost závaží	kg
N	Otáčky poháněcího bubnu	Ot/min
n_{B1}	Počet bubnů prvního typu	-
n_{B2}	Počet bubnů druhého typu	-
n_{B3}	Počet bubnů třetího typu	-
n_e	Počet elektromotorů	-
n_{vh}	Počet válečků v horní větvi	-
n_{vs}	Počet válečků v dolní větvi	-
P	Potřebný výkon pohonu	W
p	Tlak mezi čističem pásu a pásem	N/m ²
P_A	Potřebný provozní výkon na bubnu	W
P_M	Potřebný provozní výkon poháněcí stanice	W
Q	Dopravní výkon dopravníku	t·h ⁻¹
q	Spojitě zatížení pláště bubnu	N/m
q_B	Hmotnost pásu	kg·m ⁻¹
q_G	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	kg·m ⁻¹
q_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi dopravníku	kg·m ⁻¹
q_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi dopravníku	kg·m ⁻¹
S	Výsledný skutečný průřez náplně pásu	m ²
S_1	Průřez spodní části náplně pásu	m ²
S_2	Průřez horní části náplně pásu	m ²
S_p	Požadovaný průřez náplně pásu	m ²
T	Tečné síly	N
T_0	Tah v páse v kritickém bodě 0	N
T_1	Tah v páse v kritickém bodě 1	N
t_1	Rozteč mezi válečkovými stolicemi v horní větvi	m
T_2	Tah v páse v kritickém bodě 2	N

t_2	Rozteč mezi válečkovými stolicemi v dolní větvi	m
T_3	Tah v páse v kritickém bodě 3	N
T_4	Tah v páse v kritickém bodě 4	N
$T_{4.1}$	Tah v páse v kritickém bodě 4.1	N
$T_{4.2}$	Tah v páse v kritickém bodě 4.2	N
T_5	Tah v páse v kritickém bodě 5	N
T_6	Tah v páse v kritickém bodě 6	N
$T_{6.1}$	Tah v páse v kritickém bodě 6.1	N
$T_{6.2}$	Tah v páse v kritickém bodě 6.2	N
T_7	Tah v páse v kritickém bodě 7	N
T_8	Tah v páse v kritickém bodě 8	N
T_9	Tah v páse v kritickém bodě 9	N
t_c	Tloušťka čističe pásu	m
T_{\max}	Maximální napětí v páse	N
$T_{\min H}$	Minimální tah v horní větvi	N
$T_{\min S}$	Minimální tah v spodní větvi	N
v	Rychlost dopravního pásu	$m \cdot s^{-1}$
v_0	Počáteční rychlost materiálu ve směru pohybu pásu	$m \cdot s^{-1}$
W_{oc}	Modul průřezu v ohybu v bodě C	m^3
W_{oG}	Modul průřezu v ohybu v bodě G	m^3
y_{\max}	Dovolený relativní průvěs pásu	-
α_G	Úhel opásání	rad
β	Úhel sklonu válečků	°
δ	Úhel sklonu dopravníku	°
η_1	Účinnost poháněcí stanice dle (7)	-
η_C	Účinnost pohonu	-
ξ	Součinitel rozběhu	-
ρ_s	Sypná hmotnost	$kg \cdot m^{-3}$
σ_{DOV}	Dovolené napětí v páse	Pa
σ_{o1dov}	Dovolené ohybové napětí pro ocel ČSN 11 500	MPa
σ_{odov}	Dovolené ohybové napětí pro ocel ČSN 11 423	MPa
σ_{omaxC}	Maximální ohybové napětí v bodě C	MPa
σ_{omaxG}	Maximální ohybové napětí v bodě G	MPa
ψ_d	Dynamický sypný úhel	°
μ	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
μ_1	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem	-
μ_2	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi	-
μ_3	Součinitel tření mezi čističem pásu a pásem	-

Úvod

Zakládací dopravníky jsou zařízení, které svou činností a za předpokladu, že jsou správně navrhnuty, umožňují vysoce zefektivnit proces nakládání materiálu např. na korby nákladních automobilů, vagónů aj. Při návrhu zakládacích dopravníků volí konstruktéři často pásové dopravníky.

Cíle této práce je návrh úpadního zakládacího pásového dopravníku, který bude sloužit k přepravě koksu, jehož koncový buben bude umožňovat pokles v závislosti na poloze nákladního automobilu.

V první části práce bude provedena rešerše se zaměřením na možnosti realizace zakládání materiálu na korbu automobilu, dále bude proveden výpočet dopravníku s ramenem v dolní a horní poloze pomocí graficko-početní metody, aby byly určeny tahy v dopravním páse. Pro polohu s většími pohybovými odpory následně bude proveden přesnější výpočet dle ČSN ISO 5048. Na základě výpočtu dle normy ČSN ISO 5048 bude navrhnutá napínací a poháněcí stanice. V poslední části práce budou provedeny některé pevnostní výpočty.

1 Zakládání materiálů na korby automobilů

Zakládání materiálu na nákladní automobily (obrázek 1.1) je v dnešní době vysokého využití silniční dopravy, důležitým prvkem podnikové logistiky. Navržením vhodného zařízení k nákladu na automobily můžeme ušetřit cenný čas a zdroje ať už následně vozidla putují v rámci vnitropodnikové dopravy, či zda obstarávají expedici z podniku k zákazníkovi.

Při návrhu zařízení určených pro nakládání materiálů na nákladní automobily musí být dbáno na vhodné posouzení požadavků zákazníka tak, aby navržené zařízení plnilo stanovené cíle, pokud možno s co největší účinností a s co nejnižšími ekonomickými náklady.

Konstruktor musí posoudit mnoho vlivů, dle kterých volí vhodné zařízení k zakládání. Mezi tyto vlivy patří: např. počet produktů určených k zakládání, skupenství přepravovaného materiálu, na jakou vzdálenost je třeba materiál k místě nákladu dovézt, jak velké množství materiálu bude nakládáno, jaké jsou prostorové možnosti pro konstrukci a případný pohyb zakládacího zařízení v závodě atd.



Obrázek 1.1 – Příklad nakládání zboží na automobil (8)

1.1 Dopravované množství materiálu

Jedním z nejdůležitějších parametrů, které musí být při návrhu základního zařízení posouzeny, je přepravované množství.

Pro menší množství materiálu (kusová výroba např. šperky) lze využít k nakládce např. manuální práci zaměstnanců. Při využití manuální práce zaměstnanců je třeba dbát na to, aby nedošlo k překročení zákonem daných norem (maximální hmotnost břemene, celková hmotnost břemen za směnu atd.). Další možností je pak použití jednoduchých manipulačních prostředků s ručním pohonem např. paletových vozíků, koleček apod.

Větší množství materiálu lze nakládat např. zařízeními s přerušovanou dopravou, jako jsou vysokozdvizné vozíky, nakladače apod.

Největší objemy materiálu bývá pak většinou nejvýhodnější nakládat pomocí plynule dopravujících zařízení jako jsou dopravníky.

1.2 Skupenství přepravovaných materiálů

Výrazný vliv na volbu vhodného zařízení má materiál, který budeme přepravovat.

Přepravované materiály dělíme na:

- tuhé

- kapalné

- plynné

Podle snadnosti přepravy dělíme na:

- jednotlivé kusy

- manipulační jednotky

- sypké volně ložené hmoty

Skupenství jednotlivých materiálů významně ovlivňuje volbu vhodného manipulačního prostředku. Výhodným vytvořením manipulačních jednotek můžeme výrazně zjednodušit nároky na jejich přepravu (např. stlačením plynů do tlakových láhví, použitím manipulačních prostředků - viz. obrázek 1.2). Z hlediska přepravy a uskladnění materiálu může také celý proces výrazně usnadnit vhodně zvolený obal.



Obrázek 1.2 – Příklad manipulačního prostředku (9)

1.3 Dopravní prostředky a manipulační zařízení vhodné k plnění korby automobilů

1.3.1 Nakladače

Jedná se o stroje určené k nakládání a manipulaci se sypkými a kusovými materiály na krátké vzdálenosti. Jsou mobilní a dají se využít k těžbě a transportu lehčích hornin. Nakladače (obrázek 1.3) můžeme dělit dle podvozku na pásové a kolové. Podle pracovního mechanismu pak můžeme nakladače rozdělit na čelní, otočné a teleskopické.

Využití nakladačů se hodí na dopravu materiálu spíše na kratší vzdálenosti z důvodu omezené rychlosti s plnou lopatou. Některé speciální druhy nakladačů jsou však dle (17) schopny dosáhnout rychlosti s plnou lopatou až 60 km/h, což umožňuje jejich použití až na vzdálenost 400 m.

Mezi základní parametry, podle kterých nakladače posuzujeme je nosnost a objem lopaty.



Obrázek 1.3 – Čelní nakladač (18)

1.3.2 Skluzy

Jsou to jednoduché dopravní tratě, kde jedinou silou, která pohybuje tělesem je jeho vlastní tíhová síla. Těleso je vedeno po kovových, plastových či dřevěných podložkách, které mohou být rovné, zakřivené nebo spirálové.

Profil trati bývá úpadní, tak aby docházelo k samovolnému urychlování tělesa vlastní tíhou, závěrečná část trasy pak často může být lehce nazdvižená, aby mohlo dojít k samovolnému zpomalení tělesa v cílové oblasti.

Na obrázku 1.4 slze vidět příklad skluzu.



Obrázek 1.4 – Skluz (10)

1.3.3 Pásové dopravníky

Jsou to dopravníky, jejichž unášecím prvkem je nekonečný dopravní pás, napnutý mezi dvěma bubny (poháněcím a vratným). Tyto hlavní součásti jsou doplněny o další konstrukční prvky, které jsou potřebné pro bezproblémový provoz. Využívají se pro přímočarou vodorovnou a úklonou dopravu. Nejběžněji se využívají pro dopravu sypkých materiálů na různě dlouhé vzdálenosti. Standardní sypké materiály je možno dopravovat v rozmezí od -12° do 18° .

Mezi výhody patří plynulá doprava s velkým dopravním výkonem, vhodnost pro přepravu téměř všech sypkých materiálů, nízké pohybové odpory, tichý chod, bezpečnost a spolehlivost a jednoduchá konstrukce se snadnou montáží a demontáží.

Jako nevýhodu lze považovat náročnou údržbu velkého množství rotujících součástí.

Pásové dopravníky mohou být zkonstruovány tak, aby byly mobilní (viz. obrázek 1.5). Takových konstrukčních řešení se často využívá např. v zakládání materiálu v zemědělství.



Obrázek 1.5 – Mobilní pásový dopravník (12)

1.3.4 Člákové dopravníky

Člákový dopravník je dopravníkem, jehož tažným prvkem je jeden nebo dva nekonečné řetězy. Řetězy spolu s články tvoří plastický pás dopravníku, který unáší materiál. Člákový pás je velmi ohebný a schopný procházet svislé i vodorovné oblouky.

Člákový dopravník (obrázek 1.6) je vhodný pro dopravu sypkých abrazivních materiálů o vysokých teplotách, využívá se ale i pro dopravu kusových materiálů. Může být využit jak pro vodorovnou, tak i pro úklonou dopravu (do $\pm 20^\circ$). Maximální rychlost dopravy je $1,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Mezi výhody těchto dopravníků patří možnost dopravy horkých a abrazivních materiálů a doprava do oblouku. Nevýhody jsou velká „mrtvá hmotnost“ pohybujících se částí a vysoká energetická náročnost.



Obrázek 1.6 – Článekový dopravník (13)

1.3.5 Šnekové dopravníky

U těchto dopravníků je materiál unášen šroubovicí, která tvoří hlavní pracovní prvek dopravníku. Ta díky svému rotačnímu pohybu posouvá materiál pevným žlabem. Podstatnou podmínkou funkčnosti zařízení je, že žlab nesmí být zcela zaplněn.

Šnekové dopravníky (obrázek 1.8) jsou vhodnější pro menší až střední dopravované množství sypkých materiálů na krátké vzdálenosti. Mohou být využity pro vodorovnou, úklonnou (do 20°) i svislou dopravu.

Mezi výhody patří menší prostorová náročnost konstrukce, jednoduchá údržba, možnost snadné regulace přenášeného množství materiálu a možnost speciálních využití (míchání, třídění, odvodňování).

Jako nevýhody považujeme celkem rychlé opotřebení pracovního ústrojí, poškozování částic dopravovaného materiálu drcením a roztíráním, nebo energetickou náročnost způsobenou třením materiálu o povrch dopravníku.



Obrázek 1.8 – Šnekový dopravník (15)

1.3.6 Pneumatická doprava

U tohoto typu dopravy je materiál unášen prouděním tlakového plynného média. Tento plyn pak svým prouděním posunuje materiál v dopravním potrubí. Dalšími možnostmi pneumatické dopravy jsou pak pneumatické žlaby a doprava na vzduchovém polštáři. Tento typ dopravy také bývá využíván pro vyprazdňování zásobníků. Pneumatické potrubní systémy se dělí na otevřené a uzavřené, nebo podle tlaku na přetlakové a podtlakové.

Mezi výhody tohoto typu zařízení patří možnost velkého rozsahu vzdáleností, na které je možné materiál dopravovat, dále pak možnost vedení potrubí libovolným směrem, jednoduchá konstrukce s malými rozměry a vhodnost pro vysoce automatizované provozy. U podtlakových pneumatických dopravních zařízení je výhodou možnost odebírání materiálů z více míst.

Příklad použití pneumatického dopravníku k nakládání sypkého materiálu lze vidět na obrázku 1.9.



Obrázek 1.9 – Pneumatický dopravník (16)

1.3.7 Jeřáby

K nakládání a manipulaci se sypkými materiály mohou být využity i jeřáby, a to za předpokladu, že jsou vybaveny speciálními uchopovacími prostředky pro manipulaci se sypkým materiálem. Jeřáby dělíme dle (20) na mostové, portálové, poloportálové, sloupové, věžové, konzolové, silniční, kolejové, plovoucí a lanové.

K manipulaci se sypkým materiálem můžeme použít dopravní nádoby, materiál do nich ale musí být nasypán. Další možností je použití drapáků (obrázek 1.10). Od dopravních nádob se drapáky odlišují tím, že si materiál do svých čelistí naloží automaticky.



Obrázek 1.10 – Drapák na sypké materiály (19)

2 Volba a výpočet základních parametrů pásového dopravníku

2.1 Zadané hodnoty

Dopravní výkon: $Q = 150 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$

Délka dopravníku: $L = 68 \text{ m}$

Dopravní výška: $H = -5 \text{ m}$

2.2 Vlastnosti přepravovaného materiálu

Dopravník bude využit k zavážení koksu do korby nákladních automobilů. Materiálové vlastnosti koksu určeny dle (2).

Sypná hmotnost: $\rho_s = 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Dynamický sypný úhel: $\psi_d = 15^\circ$

2.3 Volba rychlosti pásu

Rychlost pásu volím $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

2.4 Volba dopravního pásu

Byl zvolen dopravníkový pás (obrázek 2.1) vyrobený z pryže od firmy Gumex. Jedná se o oděruvzdorný pás, typ EP 250/2 Y s parametry uvedenými v tabulce 2.1. Dle výrobce se jedná o pás vhodný pro přepravu vysoce abrazivních materiálů.

Typ	Šířka	Tloušťka	Pevnost v tahu	Hmotnost
EP 250/2	1000 mm	6,5 mm	250 N/mm	9 kg/m

Tabulka 2.1 – Parametry dopravního pásu (3)



Obrázek 2.1 – Řez zvoleným pásem (3)

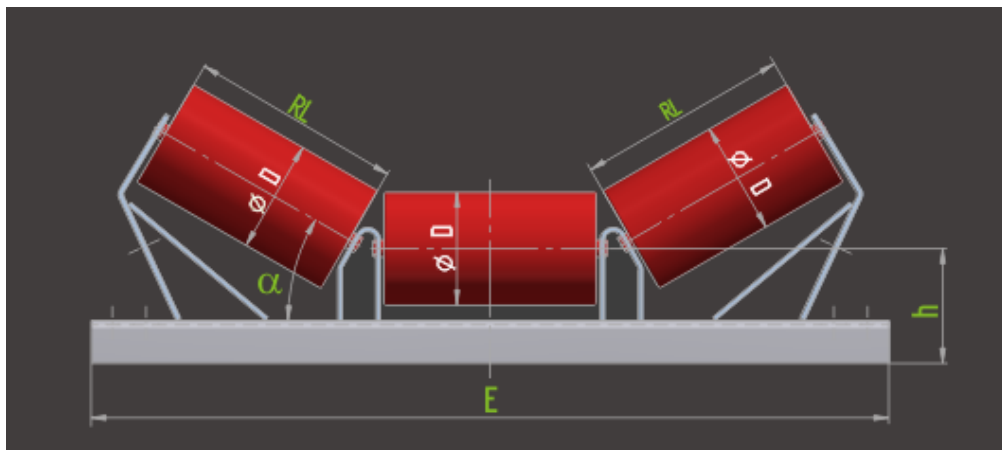
2.5 Volba válečků a válečkových stolic

2.5.1 Volba horních válečkových stolic

Volím tří-válečkové uspořádání válečkových stolic (obrázek 2.2). Volím stolicí od výrobce GTK typ PUS10030135 s parametry uvedenými níže v tabulce 2.2. Rozteč válečků v horní větvi volím 1600 mm.

Průměr válečků	Délka válečků	Šířka pásu	Úhel sklonu válečků
108 mm	380 mm	1000 mm	30°

Tabulka 2.2 – Parametry horní válečkové stolice (4)



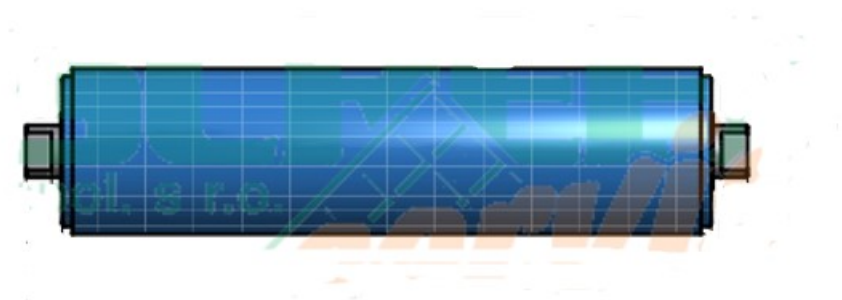
Obrázek 2.2 – Uspořádání horní válečkové stolice (4)

2.5.2 Volba horních válečků

Volím hladké válečky od firmy Transroll Ø108x380/6204 (obrázek 2.3), základní parametry jsou uvedeny v tabulce 2.3. Maximální povolené zatížení válečku 134 kg.

Průměr válečků	Délka válečků	Hmotnost rot. dílů
108 mm	380 mm	3,4 kg

Tabulka 2.3 – Parametry horních válečků (6)



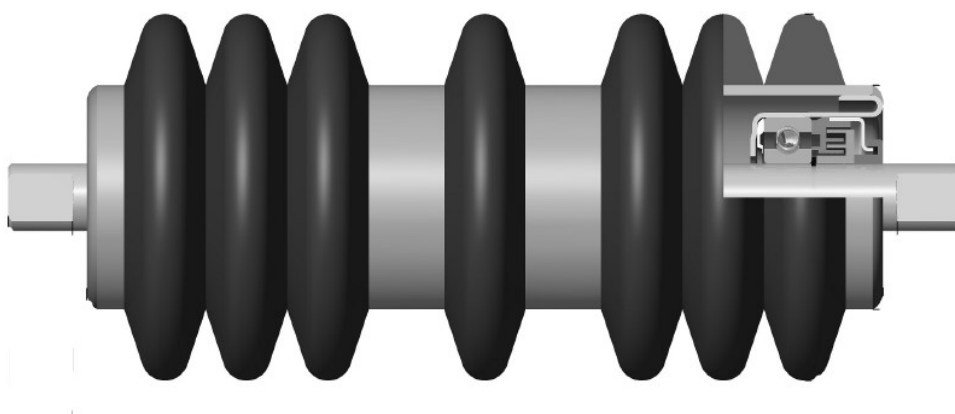
Obrázek 2.3 – Náčres horního válečku (5)

2.5.3 Volba spodních válečků

Pro dolní větev dopravníku byly zvoleny diskové válečky (obrázek 2.4) od firmy Transroll s rozměry uvedenými v tabulce 2.4. Tyto válečky svým tvarem napomáhají čištění dopravního pásu.

Název – rozměr:	Průměr válečků	Délka válečků	Hmotnost rot. dílů
108/63x1150/6204	108 mm	1150 mm	8,0 kg

Tabulka 2.4 – Rozměry a parametry spodních válečků (6)



Obrázek 2.4 – Náčrtes spodního válečku (6)

2.6 Čistič dopravního pásu

Pro tento dopravník byl zvolen čistič dopravního pásu od firmy M-technik. Tento stěrač typu standart (obrázek 2.5) je vybaven plastovou stěrací lištou a teleskopickým nastavením pro snadné seřízení stěrače za provozu.



Obrázek 2.5 - čistič pásu M-technik standart (21)

2.7 Požadovaný průřez

$$S_P = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi} \quad (2.1)$$

$$S_P = \frac{150}{3,6 \cdot 0,5 \cdot 400 \cdot 0,7}$$

$$S_P = 0,30 \text{ m}^2$$

Součinitel plnění pásu k_φ zvolen dle (1) 0,7.

2.8 Výpočet náplně pásu

$$S = S_1 + S_2 \quad (2.2)$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot B^2 \cdot \text{tg} \psi_d + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - l_s^2) \cdot \text{tg} \beta$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 1^2 \cdot \text{tg} 15 + \frac{1}{4} \cdot (0,91^2 - 0,38^2) \cdot \text{tg} 30$$

$$S = 0,211 + 0,098$$

$$S = 0,31 \text{ m}^2$$

$$b_1 = B \cdot \cos\beta + l_s \cdot (1 - \cos\beta) \quad (2.3)$$

$$b_1 = 1 \cdot \cos 30 + 0,38 \cdot (1 - \cos 30)$$

$$b_1 = 0,91 \text{ m}$$

2.9 Kontrola pásu na potřebný průřez

$$S \geq S_p \quad (2.4)$$

$$0,31 \text{ m}^2 > 0,30 \text{ m}^2$$

Podmínka byla splněna, zvolený pás vyhovuje požadavkům.

2.10 Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (2.5)$$

$$q_G = \frac{150}{3,6 \cdot 0,5}$$

$$q_G = 83,33 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

2.11 Hmotnost rotujících částí válečků v horní části dopravníku

$$q_{RO} = \frac{n_{vh} \cdot m_{vhr}}{t_1} \quad (2.6)$$

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot 3,4}{0,8}$$

$$q_{RO} = 12,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

2.12 Hmotnost rotujících částí válečků v dolní části dopravníku

$$q_{RU} = \frac{n_{vs} \cdot m_{vsr}}{t_2} \quad (2.7)$$

$$q_{RU} = \frac{1 \cdot 8}{3,2}$$

$$q_{RU} = 2,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

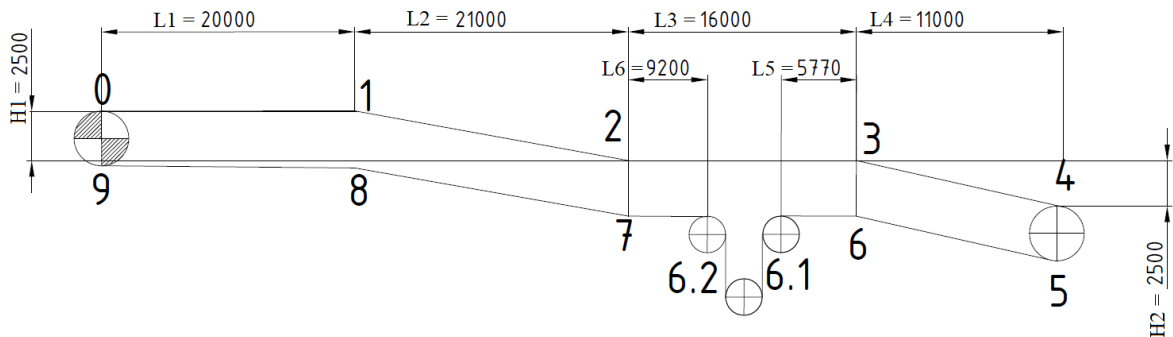
2.13 Objemový dopravní výkon (7)

$$I_v = S \cdot v \quad (2.8)$$

$$I_v = 0,31 \cdot 0,5$$

$$I_v = 0,155 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

3 Výpočet dopravníku graficko-početní metodou s ramenem v dolní poloze



Obrázek 3.1 – náčrt dopravníku s ramenem v dolní poloze

3.1 Tahy v páse

$$T_0 = F_0 \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} T_1 &= T_0 + (q_B + q_G + q_{RO}) \cdot L_1 \cdot g \cdot f \\ &= F_0 + (9 + 83,33 + 12,75) \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ &= F_0 + 412,3 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + (q_B + q_G + q_{RO}) \cdot L_2 \cdot g \cdot f - (q_B + q_G) \cdot g \cdot h_1 = \\ &= F_0 + 412,3 + (9 + 83,33 + 12,75) \cdot 21 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ &\quad - (9 + 83,33) \cdot 9,81 \cdot 2,5 = F_0 - 1419,1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_3 &= T_2 + (q_B + q_G + q_{RO}) \cdot L_3 \cdot g \cdot f \\ &= F_0 - 1419,1 + (9 + 83,33 + 12,75) \cdot 16 \cdot 9,81 \\ &\quad \cdot 0,02 = F_0 - 1089,2 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 + (q_B + q_G + q_{RO}) \cdot L_4 \cdot g \cdot f - (q_B + q_G) \cdot g \cdot h_2 \\ &= F_0 - 1089,2 + (9 + 83,33 + 12,75) \cdot 11 \cdot 9,81 \\ &\quad \cdot 0,02 - (9 + 83,33) \cdot 9,81 \cdot 2,5 = F_0 - 3126,8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$T_5 = T_4 + F_B = F_0 - 3126,8 + 1500 = F_0 - 1626,8 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} T_6 &= T_5 + (q_B + q_{RU}) \cdot L_4 \cdot g \cdot f + q_B \cdot g \cdot h_2 + F_{\check{c}} \\ &= F_0 - 1626,8 + (9 + 2,5) \cdot 11 \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 9 \cdot 9,81 \cdot 2,5 + 400 \\ &= F_0 - 981,3 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{6.1} &= T_6 + (q_B + q_{RU}) \cdot L_5 \cdot g \cdot f + F_B \\ &= F_0 - 981,3 + (9 + 2,5) \cdot 5,77 \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 1500 = F_0 + 531,7 \text{ N} \end{aligned}$$

$$T_{6.2} = T_{6.1} + F_B = F_0 + 531,7 + 1500 = F_0 + 2031,7 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} T_7 &= T_{6.2} + (q_B + q_{RU}) \cdot L_6 \cdot g \cdot f + F_B \\ &= F_0 + 2031,7 + (9 + 2,5) \cdot 9,2 \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 1500 = F_0 + 3552,5 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_8 &= T_7 + (q_B + q_{RU}) \cdot L_2 \cdot g \cdot f + m_p \cdot g \cdot h_1 \\ &= F_0 + 3552,5 + (9 + 2,5) \cdot 21 \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 9 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \\ &= F_0 + 3820,6 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_9 = F_{NA} &= T_8 + (q_B + q_{RU}) \cdot L_1 \cdot g \cdot f = F_0 + 3820,6 + (9 + 2,5) \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ &= F_0 + 3865,7 \text{ N} \end{aligned}$$

3.2 Výpočet výkonu pohonu

$$\begin{aligned} F &= F_{NA} - F_0 = T_9 - F_0 = F_0 + 3865,7 - F_0 \\ &= 3865,7 \text{ N} \end{aligned} \tag{3.2}$$

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta_c} = \frac{3865,7 \cdot 0,5}{0,8} = 2416,1 \text{ W} \tag{3.3}$$

Účinnost pohonu η_c zvolena 0,8 dle (11).

3.3 Výpočet odbíhající síly

$$F_0 \geq \frac{F \cdot k_S}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (3.4)$$

$$F_0 \geq \frac{3865,7 \cdot 1,3}{e^{0,35 \cdot 3,32} - 1}$$

$$F_0 \geq 2288,1 \text{ N}$$

k_s zvoleno 1,3, μ zvoleno 0,35 (11), úhel opásání α_G určen z výkresu dopravníku (190°).

3.4 Minimální tah v horní větvi

$$T_{minH} = \frac{(q_B + q_G) \cdot g \cdot t_1}{8 \cdot y_{max}} \quad (3.5)$$

$$T_{minH} = \frac{(9 + 83,33) \cdot 9,81 \cdot 0,8}{8 \cdot 0,01} = 9057,6 \text{ N}$$

$$T_{minH} \leq T_4 \quad (3.6)$$

$$9057,6 \leq F_0 - 3126,8$$

$$9057,6 - 3126,8 \leq F_0$$

$$5930,7 \text{ N} \leq F_0$$

3.5 Minimální tah v dolní větvi

$$T_{minS} = \frac{q_B \cdot g \cdot t_2}{8 \cdot y_{max}} \quad (3.7)$$

$$T_{minS} = \frac{9 \cdot 9,81 \cdot 3,2}{8 \cdot 0,01} = 3531,6 \text{ N}$$

$$T_{minS} \leq T_5 \quad (3.8)$$

$$3531,6 \leq F_0 - 1626,8$$

$$3531,6 + 1626,8 \leq F_0$$

$$5158,4 \text{ N} \leq F_0$$

3.6 Volba odbíhající síly

Na základě předchozích výpočtů byla zvolena síla F_0 , tak aby splnila výše stanovené podmínky.

F_0 zvolena 6000 N.

3.7 Dopočet tahů v pásu

Dosazením hodnoty F_0 do rovnic 3.1 získáme tahy v kritických místech pásu.

$$\begin{aligned} T_0 &= F_0 = 6000 \text{ N} \\ T_1 &= F_0 + 412,3 = 6000 + 412,3 = 6412,3 \text{ N} \\ T_2 &= F_0 - 1419,1 = 6000 - 1419,1 = 4580,9 \text{ N} \\ T_3 &= F_0 - 1089,2 = 6000 - 1089,2 = 4910,8 \text{ N} \\ T_4 &= F_0 - 3126,8 = 6000 - 3126,8 = 2873,2 \text{ N} \\ T_5 &= F_0 - 1626,8 = 6000 - 1626,8 = 4373,2 \text{ N} \\ T_6 &= F_0 - 981,3 = 6000 - 981,3 = 5018,7 \text{ N} \\ T_{6.1} &= F_0 + 531,7 = 6000 + 531,7 = 6531,7 \text{ N} \\ T_{6.2} &= F_0 + 2031,7 = 6000 + 2031,7 = 8031,7 \text{ N} \\ T_7 &= F_0 + 3552,5 = 6000 + 3552,5 = 9552,5 \text{ N} \\ T_8 &= F_0 + 3820,6 = 6000 + 3820,6 = 9820,6 \text{ N} \\ T_9 &= F_0 + 3865,7 = 6000 + 3865,7 = 9865,7 \text{ N} \end{aligned} \tag{3.9}$$

3.8 Kontrola pásu na přetržení

$$\begin{aligned} T_{max} \cdot k_B &\leq \sigma_{DOV} \cdot B \\ k_B &\leq \frac{\sigma_{DOV} \cdot B}{T_{max}} \end{aligned} \tag{3.10}$$

$$10 \leq \frac{250000 \cdot 1}{9865,7}$$

$$10 < 25,3$$

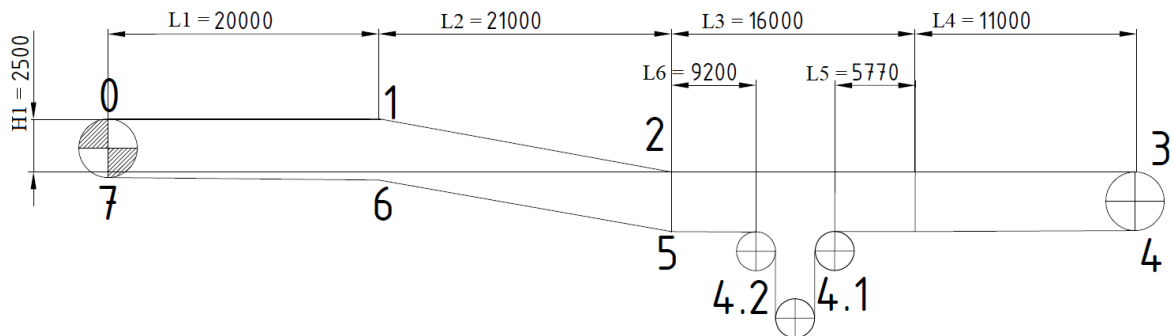
Bezpečnost pásu k_B volím 10. Pás splňuje všechny podmínky. Dovolené namáhání pásu v tahu f_t je určeno dle parametrů výrobce pásu.

$$\sigma_{DOV} = 1000 \cdot B \cdot f_t = 1000 \cdot 1 \cdot 250 = 250\,000 \text{ Pa} \quad (3.11)$$

3.9 Výpočet napínací síly

$$F_z = T_{6.1} + T_{6.2} = 6531,7 + 8031,7 = 14563,4 \text{ N} \quad (3.12)$$

4 Výpočet dopravníku graficko-početní metodou s ramenem v horní poloze



Obrázek 4.1 – Náčrt dopravníku s ramenem v horní poloze

4.1 Tahy v páse

$$T_0 = F_0 \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} T_1 &= T_0 + (q_B + q_G + q_{RO}) \cdot L_1 \cdot g \cdot f \\ &= F_0 + (9 + 83,33 + 12,75) \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ &= F_0 + 412,3 \, N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + (q_B + q_G + q_{RO}) \cdot L_2 \cdot g \cdot f - (q_B + q_G) \cdot g \cdot h_1 = \\ &= F_0 + 412,3 + (9 + 83,33 + 12,75) \cdot 21 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ &\quad - (9 + 83,33) \cdot 9,81 \cdot 2,5 = F_0 - 1419,1 \, N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_3 &= T_2 + (q_B + q_G + q_{RO}) \cdot (L_3 + L_4) \cdot g \cdot f \\ &= F_0 - 1419,1 + (9 + 83,33 + 12,75) \cdot (16 + 11) \\ &\quad \cdot 9,81 \cdot 0,02 = F_0 - 862,4 \, N \end{aligned}$$

$$T_4 = T_3 + F_B = F_0 - 862,4 + 1500 = F_0 + 637,5 \, N$$

$$\begin{aligned} T_{4.1} &= T_4 + (q_B + q_{RU}) \cdot (L_4 + L_5) \cdot g \cdot f + F_{\check{c}} + F_B \\ &= F_0 + 637,5 + (9 + 2,5) \cdot (11 + 5,77) \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ &\quad + 400 + 1500 = F_0 + 2410,2 \, N \end{aligned}$$

$$T_{4.2} = T_{4.1} + F_B = F_0 + 2410,2 + 1500 = F_0 + 3910,2 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} T_5 &= T_{4.2} + (q_B + q_{RU}) \cdot L_6 \cdot g \cdot f + F_B \\ &= F_0 + 3910,2 + (9 + 2,5) \cdot 9,2 \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 1500 \\ &= F_0 + 5431 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_6 &= T_5 + (q_B + q_{RU}) \cdot L_2 \cdot g \cdot f + q_B \cdot g \cdot h_1 = \\ &= F_0 + 5431 + (9 + 2,5) \cdot 21 \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 9 \cdot 9,81 \\ &\quad \cdot 2,5 = F_0 + 5672,4 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_7 = F_{NA} &= T_6 + (q_B + q_{RU}) \cdot L_1 \cdot g \cdot f \\ &= F_0 + 5672,4 + (9 + 2,5) \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ &= F_0 + 5717,5 \text{ N} \end{aligned}$$

4.2 Výpočet výkonu pohonu

$$\begin{aligned} F &= F_{NA} - F_0 = T_7 - F_0 = F_0 + 5717,5 - F_0 \\ &= 5717,5 \text{ N} \end{aligned} \tag{4.2}$$

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta_c} = \frac{5717,5 \cdot 0,5}{0,8} = 3573,4 \text{ W} \tag{4.3}$$

Účinnost pohonu η_c zvolena 0,8 dle (11).

4.3 Výpočet odbíhající síly

$$F_0 \geq \frac{F \cdot k_S}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \tag{4.4}$$

$$F_0 \geq \frac{5717,5 \cdot 1,3}{e^{0,35 \cdot 3,32} - 1}$$

$$F_0 \geq 3384,2 \text{ N}$$

k_s zvoleno 1,3, μ zvoleno 0,35 (11), úhel opásání α_G určen z výkresu dopravníku (190°).

4.4 Minimální tah v horní větvi

$$T_{minH} = \frac{(q_B + q_G) \cdot g \cdot t_1}{8 \cdot y_{max}} \quad (4.5)$$

$$T_{minH} = \frac{(9 + 83,33) \cdot 9,81 \cdot 0,8}{8 \cdot 0,01} = 9057,6 \text{ N}$$

$$T_{minH} \leq T_3 \quad (4.6)$$

$$9057,6 \leq F_0 - 862,4$$

$$9057,6 + 862,4 \leq F_0$$

$$9920 \text{ N} \leq F_0$$

4.5 Minimální tah v dolní větvi

$$T_{minS} = \frac{q_B \cdot g \cdot t_2}{8 \cdot y_{max}} \quad (4.7)$$

$$T_{minS} = \frac{9 \cdot 9,81 \cdot 3,2}{8 \cdot 0,01} = 3531,6 \text{ N}$$

$$T_{minS} \leq T_4 \quad (4.8)$$

$$3531,6 \leq F_0 + 637,5$$

$$3531,6 - 637,5 \leq F_0$$

$$2894,1 \text{ N} \leq F_0$$

4.6 Volba odbíhající síly

Na základě předchozích výpočtů byla zvolena síla F_0 , tak, aby splnila výše stanovené podmínky.

F_0 zvolena 10000 N.

4.7 Dopočet tahů v pásu

Dosazením hodnoty F_0 do rovnic 4.1 získáme tahy v kritických místech pásu.

$$\begin{aligned}T_0 &= F_0 = 10000 \text{ N} \\T_1 &= F_0 + 412,3 = 10000 + 412,3 = 10412,3 \text{ N} \\T_2 &= F_0 - 1419,1 = 10000 - 1419,1 = 8580,9 \text{ N} \\T_3 &= F_0 - 862,4 = 10000 - 862,4 = 9137,6 \text{ N} \\T_4 &= F_0 + 637,5 = 10000 + 637,5 = 10637,5 \text{ N} \\T_{4.1} &= F_0 + 2410,2 = 10000 + 2410,2 = 12410,2 \text{ N} \\T_{4.2} &= F_0 + 3910,2 = 10000 + 3910,2 = 13910,2 \text{ N} \\T_5 &= F_0 + 5431 = 10000 + 5431 = 15431 \text{ N} \\T_6 &= F_0 + 5672,4 = 10000 + 5672,4 = 15672,4 \text{ N} \\T_7 &= F_0 + 5717,5 = 10000 + 5717,5 = 15717,5 \text{ N}\end{aligned} \tag{4.9}$$

4.8 Kontrola pásu na přetržení

$$\begin{aligned}T_{max} \cdot k_B &\leq \sigma_{DOV} \cdot B \\k_B &\leq \frac{\sigma_{DOV} \cdot B}{T_{max}} \\10 &\leq \frac{250000 \cdot 1}{15717,5} \\10 &< 15,9\end{aligned} \tag{4.10}$$

Bezpečnost pásu k_B volím 10. Pás splňuje všechny podmínky. Dovolené namáhání pásu v tahu f_t určeno dle parametrů výrobce pásu.

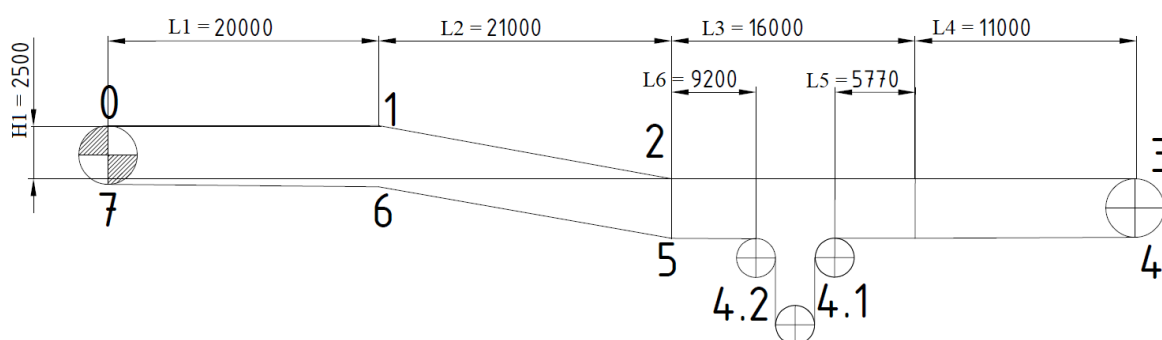
$$\sigma_{DOV} = 1000 \cdot B \cdot f_t = 1000 \cdot 1 \cdot 250 = 250\,000 \text{ Pa} \quad (4.11)$$

4.9 Výpočet napínací síly

$$F_z = T_{4.1} + T_{4.2} = 12410,2 + 13910,2 = 26320,4 \text{ N} \quad (4.12)$$

5 Výpočet dle ČSN ISO 5048

Pro výpočet dle normy ČSN ISO 5048, budu vycházet ze základních výpočtů provedených v kapitole 2. Výpočet dle normy ČSN ISO 5048 bude proveden pro variantu s dopravním ramenem v horní poloze (viz. náčrt na obrázku 5.1), jelikož předchozí výpočty graficko-početní metodou prokázaly, že pohybové odpory jsou v tomto případě větší.



Obrázek 5.1 – Náčrt dopravníku s ramenem v horní poloze

5.1 Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (5.1)$$

$$F = 1555,4 + 241,8 + 0 + 2404 - 2043,7$$

$$F = 2157,5 \text{ N}$$

5.1.1 Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [(2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos(\delta) + q_{RO} + q_{RU}] \quad (5.2)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 68 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 9 + 83,33) \cdot 1 + 12,75 + 2,5]$$

$$F_H = 1555,4 \text{ N}$$

Měrný pohybový odpor dopravníku f volím 0,02. Dle normy lze při výpočtu dopravníku se sklonem do 18° úhel sklonu δ zanedbat a svislá zatížení, použitá pro výpočet, mohou být rovny zatížení dopravníku (dosazeno $\cos \delta = 1$).

5.1.2 Síla potřebná k překonání dopravní výšky

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (5.3)$$

$$F_{St} = 83,33 \cdot (-2,5) \cdot 9,81$$

$$F_{St} = -2043,7 \text{ N}$$

5.1.3 Vedlejší odpory dopravníku

$$F_N = F_{bA} + F_f + n_{B1} \cdot F_{l1} + n_{B2} \cdot F_{l2} + n_{B3} \cdot F_{l3} + n_{B1} \cdot F_{t1} + n_{B2} \cdot F_{t2} + n_{B3} \cdot F_{t3} \quad (5.4)$$

$$F_N = 31 + 32,9 + 1 \cdot 27,9 + 3 \cdot 31,8 + 1 \cdot 24,9 + 1 \cdot 2,5 + 3 \cdot 8,2 + 1 \cdot 2,55$$

$$F_N = 241,8 \text{ N}$$

5.1.4 Odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho_s \cdot (v - v_0) \quad (5.5)$$

$$F_{bA} = 0,155 \cdot 400 \cdot (0,5 - 0)$$

$$F_{bA} = 31 \text{ N}$$

5.1.5 Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho_s \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (5.6)$$

$$F_f = \frac{0,7 \cdot 0,155^2 \cdot 400 \cdot 9,81 \cdot 0,02}{\left(\frac{0,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,8^2}$$

$$F_f = 32,9 \text{ N}$$

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (5.7)$$

$$l_b = \frac{0,5^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,7}$$

$$l_b = 0,02 \text{ m}$$

μ_2 a μ_1 - hodnoty součinitele tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi a součinitele tření mezi dopravovaným materiálem a pásem byly zvoleny 0,7 dle (7).

5.1.6 Odpor ohybu pásu na bubnech

Průměrný tah v pásu na bubnech určen na základě tahů v páse spočtených graficko-početní metodou v kapitole 4.9.

$$F_{l1} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_{P1}}{B}\right) \cdot \frac{d}{D_1} \quad (5.8)$$

$$F_{l1} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{9887,55}{1}\right) \cdot \frac{0,0065}{0,5}$$

$$F_{l1} = 27,9 \text{ N}$$

$$F_{l2} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_{P2}}{B}\right) \cdot \frac{d}{D_2} \quad (5.9)$$

$$F_{l2} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{13160,2}{1}\right) \cdot \frac{0,0065}{0,5}$$

$$F_{l2} = 31,8 \text{ N}$$

$$F_{l3} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_{P3}}{B} \right) \cdot \frac{d}{D_3} \quad (5.10)$$

$$F_{l3} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{12858,8}{1} \right) \cdot \frac{0,0065}{0,63}$$

$$F_{l3} = 24,9 \text{ N}$$

5.1.7 Odpor v ložiscích bubnu

Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu určen na základě vypočtených tahů v bodě 4.9

$$F_{t1} = 0,005 \cdot \frac{d_{01}}{D_1} \cdot F_{T1} \quad (5.11)$$

$$F_{t1} = 0,005 \cdot \frac{0,05}{0,5} \cdot 4943,8$$

$$F_{t1} = 2,5 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 0,005 \cdot \frac{d_{02}}{D_2} \cdot F_{T2} \quad (5.12)$$

$$F_{t2} = 0,005 \cdot \frac{0,125}{0,5} \cdot 6580,1$$

$$F_{t2} = 8,2 \text{ N}$$

$$F_{t3} = 0,005 \cdot \frac{d_{03}}{D_3} \cdot F_{T3} \quad (5.13)$$

$$F_{t3} = 0,005 \cdot \frac{0,05}{0,63} \cdot 6429,4$$

$$F_{t3} = 2,55 \text{ N}$$

5.1.8 Přídavné hlavní odpory

$$F_{S1} = 0 \text{ N} \quad (5.14)$$

Přídavné hlavní odpory jsou nulové, jelikož navrhovaný dopravník nemá boční vedení po celé délce, a také nemá válečky vychýlené ve směru pohybu pásu.

5.1.9 Přídavné vedlejší odpory

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r \quad (5.15)$$

$$F_{S2} = 2054 + 350$$

$$F_{S2} = 2404 \text{ N}$$

5.1.10 Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

Pokud je boční vedení po celé délce dopravníků, řadí se tento odpor dle (7) do přídavných hlavních odporů, je-li však pouze v části délky dopravníku, přičítáme jej k přídavným vedlejším odporům.

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho_s \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (5.16)$$
$$F_{gL} = \frac{0,7 \cdot 0,155^2 \cdot 400 \cdot 9,81 \cdot 4,98}{0,5^2 \cdot 0,8^2}$$
$$F_{gL} = 2054 \text{ N}$$

5.1.11 Odpor čističe pásu

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (5.17)$$
$$F_r = 0,01 \cdot 10 \cdot 10^4 \cdot 0,35$$

$$F_r = 350 \text{ N}$$

Součinitel μ_3 udávající tření mezi pásem a čističem zvolen 0,35, tlak p mezi čističem a pásem je dle (7) normálně mezi $3 \cdot 10^4 \div 10 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$. Z tohoto rozmezí zvolen tlak $10 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$.

$$A = B \cdot t_{\xi} \quad (5.18)$$

$$A = 1 \cdot 0,01$$

$$A = 0,01 \text{ m}^2$$

5.2 Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu

$$P_A = F_U \cdot v \quad (5.19)$$

$$P_A = 2157,5 \cdot 0,5$$

$$P_A = 1078,75 \text{ W}$$

5.3 Potřebný provozní výkon poháněcí stanice

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (5.20)$$

$$P_M = \frac{1078,75}{0,85}$$

$$P_A = 1269,1 \text{ W}$$

η_1 účinnost zvolena dle (7) 0,85 (volí se z rozmezí $0,85 \div 0,95$)

5.4 Největší tahová síla v páse

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} + 1 \right) \quad (5.21)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 2157,5 \cdot 2 \left(\frac{1}{e^{0,35 \cdot 3,32} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx 6279,7 \text{ N}$$

Součinitel ξ zahrnuje skutečnost, že obvodová síla je při rozběhu zařízení větší než při ustáleném chodu. (7) Hodnota leží mezi $1,3 \div 2$.

5.5 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu

$$F_{2 \min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (5.22)$$

$$F_{2 \min} \geq 4315 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot 3,32} - 1}$$

$$F_{2 \min} = 1964,7 \text{ N}$$

$$F_{Umax} = F_U \cdot \xi \quad (5.23)$$

$$F_{Umax} = 2157,5 \cdot 2$$

$$F_{Umax} = 4315 \text{ N}$$

5.6 Omezení podle průřezu pásu v horní a dolní větvi

Tyto výpočty již byly provedeny v kapitole 4.4 a 4.5.

5.7 Návrh napínání a velikost potřebné napínací síly

$$F_Z \geq 2 \cdot [F_{NA} - (q_B + q_{RU}) \cdot (L_6 + L_2 + L_1) \cdot g \cdot f + q_B \cdot g \cdot H] \quad (5.24)$$

$$F_Z \geq 2 \cdot [15717,5 - (9 + 2,5) \cdot (9,2 + 21 + 20) \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 9 \cdot 9,81 \cdot 9]$$

$$F_Z = 30\,767 \text{ N}$$

$$m_z = \frac{F_z}{g} \quad (5.25)$$

$$m_z = \frac{30767}{9,81}$$

$$m_z = 3136 \text{ kg}$$

Dopravník bude napínán gravitačním napínáním pomocí závaží o hmotnosti m_z .

5.8 Volba pohonu

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_3} \quad (5.26)$$

$$n = \frac{0,5 \cdot 60}{\pi \cdot 0,63}$$

$$n = 15,15 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Na základě vypočteného potřebného výkonu volím elektromotor značky SEW EURODRIVE typ S77DRN90L4 o výkonu 1,5 kW, se zabudovanou převodovkou s výstupními otáčkami 15 ot/min. (20)

5.8.1 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{SM} < M_M \quad (5.27)$$

$$6,53 < 700$$

M_m moment elektromotoru určen z katalogu výrobce (20). Podmínka pro rozběh dopravníku byla splněna.

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F_U \cdot 0,5 \cdot D_1 \cdot \frac{1}{\eta_1 \cdot i_P} \quad (5.28)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot 2157,5 \cdot 0,5 \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{0,85 \cdot 97,14}$$

$$M_{SM} = 6,53 \text{ Nm}$$

Převodový poměr i_p určen z katalogu výrobce (20).

6 Pevnostní výpočet pláště a hřídele hnacího bubnu

6.1 Celková síla působící na buben

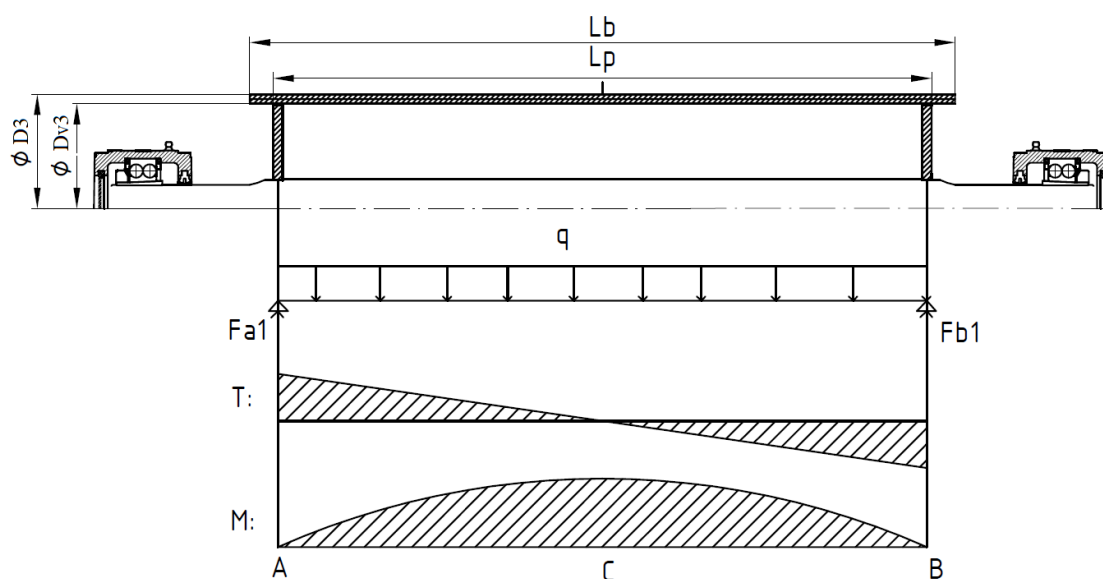
$$F_C = F_1 + F_2 \quad (6.1)$$

$$F_C = 6279,7 + 1964,7$$

$$F_C = 8244,4 \text{ N}$$

6.2 Pevnostní výpočet pláště bubnu

Plášť bubnu je navrhnout z konstrukční oceli ČSN 11 423. Buben (viz. obrázek 6.1) s rozměry uvedenými v tabulce 6.1, je zatěžován míjivým ohybem. Dle literatury (14) je dovolené napětí v rozmezí 80 – 125 MPa. Z tohoto rozmezí bylo zvoleno $\sigma_{\text{Odob}} = 80 \text{ MPa}$.



Obrázek 6.1 – Schéma bubnu, průběh sil a momentu

$\text{Ø}D_3$	$\text{Ø}D_{v3}$	L_b	L_p
0,63 m	0,59 m	1,1 m	1m

Tabulka 6.1 – Rozměry pláště bubnu

6.2.1 Výpočet zatížení pláště

$$q = \frac{F_C}{L_p} \quad (6.2)$$
$$q = \frac{8244,4}{1}$$
$$q = 8244,4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

6.2.2 Výpočet silových reakcí

$$T: \Sigma T = 0 \quad (6.3)$$
$$F_{A1} + F_{B1} - q \cdot L_p = 0$$
$$F_{A1} = q \cdot L_p - F_{B1}$$
$$F_{A1} = 8244,4 \cdot 1 - 4122,2$$
$$F_{A1} = 4122,2 \text{ N}$$

Momentová podmínka k bodu A:

$$M: \Sigma M_{OA} = 0 \quad (6.4)$$
$$0 = F_{B1} \cdot L_b - q \cdot L_p \cdot \frac{L_b}{2}$$
$$F_{B1} = \frac{q \cdot L_p \cdot \frac{L_p}{2}}{L_p}$$
$$F_{B1} = \frac{8244,4 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2}}{1}$$
$$F_{B1} = 4122,2 \text{ N}$$

6.2.3 Maximální ohybové napětí na bubnu

Maximální ohybové napětí nastává v bodě C.

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{max}C} &= \frac{M_{\text{max}C}}{W_{oC}} \\ \sigma_{\text{max}C} &= \frac{1030,55}{5,67 \cdot 10^{-3}} \\ \sigma_{\text{max}C} &= 0,18 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{6.5}$$

6.2.4 Výpočet maximálního ohybového momentu

$$\begin{aligned}M_{\text{max}C} &= F_{A1} \cdot \frac{L_p}{2} - q \cdot \frac{L_p}{2} \cdot \frac{L_p}{4} \\ M_{\text{max}C} &= 4122,2 \cdot \frac{1}{2} - 8244,4 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4} \\ M_{\text{max}C} &= 1030,55 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}\tag{6.6}$$

6.2.5 Modul průřezu v ohybu v bodě C

$$\begin{aligned}W_{oC} &= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_3^4 - D_{v3}^4)}{D_3} \\ W_{oC} &= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(0,63^4 - 0,59^4)}{0,63} \\ W_{oC} &= 5,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\end{aligned}\tag{6.7}$$

6.2.6 Výpočet bezpečnosti

$$k_C = \frac{\sigma_{odov}}{\sigma_{omaxc}} \quad (6.8)$$

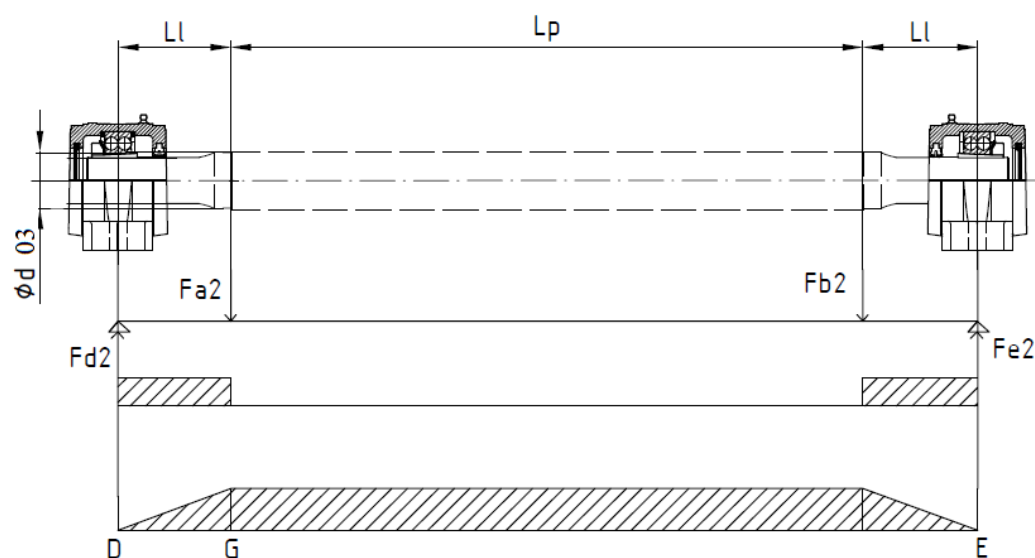
$$k_C = \frac{80}{0,18}$$

$$k_C = 444,4$$

Z rovnice 6.8 vyplývá, že plášť hnacího bubnu je navržen dostatečně.

6.3 Pevnostní kontrola hřídele hnacího bubnu

Hřídel (viz. obrázek 6.2) je zatěžována rovněž mívovým ohybem. Materiál hřídele je konstrukční ocel ČSN 11 500. Dle literatury (14) je dovolené napětí pro mívivý ohyb 100–150 MPa. Zvoleno $\sigma_{O1dov} = 100$ MPa. Rozměry potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 6.2.



Obrázek 6.2 – Schéma hřídele bubnu, průběh sil a momentu

$\varnothing d_{03}$	L_l	L_p
0,05 m	0,22 m	1 m

Tabulka 6.2 – Rozměry hřídele bubnu

6.3.1 Výpočet silových reakcí hřídele

$$F_{A1} = F_{A2} = 4122,2 \text{ N} \quad (6.9)$$

$$F_{B1} = F_{B2} = 4122,2 \text{ N}$$

$$T: \Sigma T = 0$$

$$F_{D2} - F_{A2} - F_{B2} + F_{E2} = 0$$

$$F_{D2} = F_{A2} + F_{B2} - F_{E2}$$

$$F_{D2} = 4122,2 + 4122,2 - 4122,2$$

$$F_{D2} = 4122,2 \text{ N}$$

Momentová podmínka k bodu D

$$M: \Sigma M_{OD} = 0 \quad (6.10)$$

$$0 = -F_{A2} \cdot L_l - F_{B2} \cdot (L_l + L_p) + F_{E2} \cdot (2 \cdot L_l + L_p)$$

$$F_{E2} = \frac{F_{A2} \cdot L_l + F_{B2} \cdot (L_l + L_p)}{(2 \cdot L_l + L_p)}$$

$$F_{E2} = \frac{4122,2 \cdot 0,22 + 4122,2 \cdot (0,22 + 1)}{(2 \cdot 0,22 + 1)}$$

$$F_{E2} = 4122,2 \text{ N}$$

6.3.2 Maximální ohybové napětí na hřídeli

Maximální ohybové napětí je v bodě G.

$$\sigma_{\text{max}G} = \frac{M_{\text{max}G}}{W_{oG}} \quad (6.11)$$

$$\sigma_{\text{max}G} = \frac{906,9}{4,9 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{\text{max}G} = 0,185 \text{ MPa}$$

6.3.3 Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{\text{max}G} = F_{D2} \cdot L_l \quad (6.12)$$

$$M_{\text{max}G} = 4122,2 \cdot 0,22$$

$$M_{\text{max}G} = 906,9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

6.3.4 Modul průřezu v ohybu v bodě G

$$W_{oG} = \frac{\pi \cdot d_{03}^3}{32} \quad (6.13)$$

$$W_{oG} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32}$$

$$W_{oG} = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

6.3.5 Výpočet bezpečnosti

$$k_G = \frac{\sigma_{o1dov}}{\sigma_{\text{max}G}} \quad (6.14)$$

$$k_G = \frac{100}{0,185}$$

$$k_G = 540,5$$

Z rovnice 6.14 vyplývá, že hřídel je dostatečně bezpečná.

Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout úpadní pásový dopravník s poháněcí stanicí na počátku dopravní trasy. Nejprve byla provedena rešerše se zaměřením na možné způsoby plnění korby nákladního automobilu. Zde byla uvedena některá kritéria, které je vhodné zvážit při návrhu způsobu plnění korby. Dále byly zmíněny nejčastější dopravní a manipulační prostředky, které se k tomuto procesu využívají.

Jedním z požadavků na konstrukci pásového dopravníku bylo, aby vratná stanice umožňovala pokles v závislosti na poloze nákladního automobilu. Z toho důvodu bylo nutné provést nejprve výpočet pomocí graficko-početní metody pro obě polohy vratné stanice. Na základě těchto výpočtů bylo určeno, že větší pohybové odpory jsou v případě, kdy se vratný buben nachází v horní poloze.

Pro dopravník v poloze s největšími pohybovými odpory byl následně proveden přesnější výpočet dle normy ČSN ISO 5048. Na základě této přesnější metody výpočtu byla navržena poháněcí a napínací stanice.

V závěrečné části textu diplomové práce byly provedeny pevnostní výpočty poháněcího bubnu.

Na základě provedených výpočtů a návrhů byla vypracována výkresová dokumentace.

Citace

- [1] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [2] SLÍVA, Aleš, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Základy zařízení úpraven: učební text předmětu "Zařízení úpraven"*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011. ISBN 978-80-248-2732-2.
- [3] Pryžový dopravníkový pás. *Gumex.cz* [online]. [cit. 2020-02-8]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/h/ep-2502-y-pryzovy-dopravnikovy-pas-02221?Filter=True>
- [4] Válečkové stolice PUS. *Gktupesy.cz* [online]. [cit. 2020-02-8]. Dostupné z: <https://www.gktupesy.cz/cz/stanicky/klasicke/pus/PUS10030135/>
- [5] Váleček hladký, 133/380. *Valeckyprodopravniky.cz* [online]. [cit. 2020-02-12]. Dostupné z: <https://valeckyprodopravniky.cz/produkt/hladky-valecek-133-380/>
- [6] KOLEKTIV AUTORŮ. *Transroll: Válečky a girlandové stolice pro pásovou dopravu, katalog*. Praha.
- [7] ČSN ISO 5048: *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY S NOSNÝMI VÁLEČKY - Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [8] Příklad nakládání zboží na automobil. *Cz.kfjosh.com* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <http://cz.kfjosh.com/>
- [9] MARKOVÁ, Andrea. Transportní fenomén jménem Europaleta. *Vtm.e15.cz* [online]. 11/2012 [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <http://vtm.e15.cz/transportni-fenomen-jmenem-europaleta>
- [10] Skluz. *Sverital.it* [online]. [cit. 2020-04-12]. Dostupné z: <https://www.sverital.it/brochure/convogliatore-pezzi-stampati-atb-s/>
- [11] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [12] Bruder-pásový dopravník. *Eshop-zemedelske-potreby.cz* [online]. [cit. 2020-04-13]. Dostupné z: <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/bruder-pasovy-dopravnik-p5281/>
- [13] Dopravník řetězový článkový. *Glenowell.cz* [online]. [cit. 2020-04-13]. Dostupné z: <https://www.glenowell.cz/cs/menu/dopravniky/retezovy-clankovy/>

- [14] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [15] Šnekové dopravníky. *Navzas.cz* [online]. [cit. 2020-04-13]. Dostupné z: <https://www.navzas.cz/snekove-dopravniky>
- [16] Nasávací pneumatické dopravníky obilí. *Zemedelske-potreby.cz* [online]. [cit. 2020-04-13]. Dostupné z: <https://www.zemedelske-potreby.cz/kongskilde/pneumaticke-dopravniky-nasavaci>
- [17] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 80-707-8389-3.
- [18] Obratné výkonné stroje: Společnost Liebherr představuje nové stereo nakladače L514 a L518. *Liebherr.com* [online]. [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/sgp/about-liebherr/liebherr-worldwide/czech-republic/all-cz-news/news-cz-29.06.2017.html>
- [19] Drapáky na sypké hmoty. *Locra-tech.cz* [online]. [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://locra-tech.cz/prislusenstvi/drapaky/lopatove/>
- [20] KOLEKTIV AUTORŮ. *Sew Eurodrive: DRN Gearmotors katalog*. Německo, 2009.
- [21] Stěrač typ Standart. *M-technik.cz* [online]. [cit. 2020-05-17]. Dostupné z: <http://www.m-technik.cz/produkty/sterace-pasovych-dopravniku/hlavni-sterace/sterac-typ---standard.html>

Přílohy

A – Sestavný výkres poháněcí stanice

B – Sestavný výkres pásového dopravníku

C – Sestavný výkres napínací stanice